

Э.Г.Братута, Р.Г.Акмен, О.В.Круглякова

ВЫБОР КРАЕВЫХ УСЛОВИЙ ТЕПЛООБМЕНА ПРИ МАТЕМАТИЧЕСКОМ МОДЕЛИРОВАНИИ ПРОЦЕССОВ КОНДЕНСАЦИИ ПАРА НА ПОВЕРХНОСТИ КАПЕЛЬ ДИСПЕРГИРОВАННОЙ ЖИДКОСТИ

В связи с известными проблемами водоснабжения крупных тепловых и атомных станций перспективным [1] является использование замкнутой конденсационно-охладительной системы, основу которой составляет конденсатор смешивающего типа (КСТ) в едином контуре с “сухой” градирней Геллера.

Основным преимуществом такой системы является полное исключение потерь циркуляционной воды за счет испарения и механического уноса (имеющих место в обычных градирнях) и независимость работы охлаждающего комплекса от места расположения ТЭС и АЭС относительно источников водоснабжения.

К настоящему времени имеется достаточный объем научно-технических разработок и опыт эксплуатации градирен Геллера, позволяющий создавать эти объекты применительно к конкретным режимным характеристикам работы станции и климатическим условиям района ее размещения. Вместе с тем, для КСТ крупных турбоблоков сведения, необходимые для перспективного проектирования таких конденсаторов, крайне ограничены.

Ситуация усугубляется еще и тем, что применительно к КСТ проведение эксперимента на маломасштабной модели не является представительным, так как при физическом моделировании процессов тепло- и массообмена между паром и диспергированной жидкостью обеспечение условий однозначности в натурном и модельном объектах не представляется возможным.

Общей известной особенностью контактных тепломассообменных аппаратов любого технологического назначения, отличающей их от аппаратов рекуперативного типа, является существенная зависимость интенсивности обменных процессов от конкретной геометрии рабочего пространства аппарата и дисперсного состава жидкой фазы, формирующего величину межфазной поверхности. Именно это обстоятельство практически исключает возможность использования эмпирических методик расчета КСТ, созданных для определенного типоразмера с заданными расходами и параметрами взаимодействующих сред, в качестве исходной расчетной базы при попытке “экстраполяции” этой методики на область режимно-геометрических характеристик вновь проектируемых конденсаторов.

Очевидно, что в такой ситуации наиболее продуктивным является математическое моделирование процессов тепломассообмена в КСТ, построенное таким образом, чтобы представлялось возможным рассчитать процесс конденсации при произвольном сочетании режимно-геометрических характеристик аппарата без привлечения эмпирических соотношений, зависящих от указанных характеристик.

В связи с этим при разработке математической модели в качестве основного нами было принято положение о том, что интенсивность процесса конденсации на поверхности как одиночной капли, так и полидисперсной совокупности капель не зависит от геометрических характеристик КСТ, а определяется лишь крайевыми условиями тепломассообмена на поверхности капель, их временем пребывания в аппарате и относительными скоростями движения в потоке пара.

В такой постановке одним из центральных вопросов при формировании математической модели является выбор краевых условий теплообмена на границе между конденсирующимся паром и поверхностью капли.

Сложность процессов тепло- и массообмена при конденсации пара на поверхности диспергированных струй и капель и трудности учета таких факторов, как межфазный перенос и перенос тепла в фазах, определение поверхности контакта фаз при различных способах ее формирования, учет влияния неконденсирующихся газов и т.д. привел к тому, что универсальная аналитическая модель теплообмена до сих пор не создана. Для описания процессов теплообмена используются математические модели с целым рядом упрощающих допущений, наиболее важными из которых являются:

- при расчете теплообмена пара с каплями используют граничные условия 1-го рода;
- представление формы капли как сферической и отсутствие пульсаций формы;
- отсутствие взаимодействия между каплями;
- замена полидисперсного спектра распыла неким эквивалентным диаметром d_3 ;
- отсутствие циркуляции внутри капли;
- дисперсная фаза не оказывает влияния на скорость паровой фазы;
- коагуляция и распад капель существенным образом не влияют на теплообмен;
- в процессе конденсации пара на каплях их диаметр остается неизменным.

Некоторые из этих допущений обоснованы экспериментально. Так, в работах [2, 3] описываются результаты экспериментальных исследований изменения диаметра капли в процессе конденсации на ней пара. При температурах паровой среды 70-150 °C радиус капли изменяется на 1-1,5 %. В работе [4] экспериментально установлено, что полный прогрев капли до температуры окружающей среды приводит к увеличению ее диаметра не более, чем на 5 %, что сравнимо с несферичностью капли.

Авторами [5] предлагается формула для скорости роста капель в процессе конденсации в функции критерия Фурье, что фактически эквивалентно заданию на границе раздела фаз плотности теплового потока.

Ряд сведений имеется по поводу влияния циркуляции в капле на тепло- и массообмен. В исследованиях [3, 5, 6] отмечается, что упрощенный подход к капле, как к твердой сфере, т.е. пренебрежение пульсациями формы и циркуляцией жидкости внутри капли, может существенно занижить величину коэффициента теплоотдачи. В работе [5] высказывается предположение, что теплоперенос при контактной конденсации определяется интенсивностью теплопередачи в самих каплях. При этом экспериментальным путем найдено, что коэффициент теплоотдачи с учетом отклонения формы капель от сферической и гармонических колебаний капли 2-го порядка в 4 раза превышает расчетную величину, учитывающую только циркуляцию жидкости внутри капли с постоянной скоростью циркуляции и почти на порядок больше, чем коэффициент теплоотдачи для твердой сферы.

Подобный эффект объясняется в работе тем, что при пульсациях, деформирующих капли, имеет место смещение жидкости между замкнутыми линиями тока, что делает конвекцию доминирующей в определении величины коэффициента теплоотдачи. В [6] утверждается, что пульсации формы капли можно не учитывать при значении числа Вебера $We \leq 4$.

Процесс конденсации пара на каплях представляется в [2] состоящим из двух стадий: неравновесной и квазиравновесной. За время неравновесной стадии происходит мгновенный нагрев поверхности холодной капли от начальной температуры до температуры фазового перехода. Здесь скорость процесса лимитируется фазовым сопротив-

лением. Далее на поверхности капли происходит квазиравновесная конденсация, интенсивность которой снижается по мере прогрева капли.

Математическая модель для расчета тепло-массообмена при конденсации на движущейся в паре капли в диапазоне чисел Re и Pe порядка 100, основанная на описании внутренней циркуляции жидкости с помощью вихрей Хила, а наружного течения и теплообмена в приближении ламинарного пограничного слоя была предложена авторами [3]. Показано, что при рассмотренных числах Re и Pe теплоперенос внутри капли, за исключением пограничного слоя, обусловлен в основном теплопроводностью жидкости. Приведенные результаты расчетов показывают, что конденсация уменьшает толщину пограничного слоя, а внутренняя циркуляция в капле приводит к росту скорости испарения за счет уменьшения этой толщины и падения эффективного термического сопротивления капли.

Проведенный анализ характеристик неустановившихся температурных и концентрационных слоев на поверхности жидкой сферы при высоких числах Re и Pe показал [7], что скорость роста пограничного слоя не зависит от характеристик жидкости и определяется единственным безразмерным параметром, который представляет собой произведение скорости поступательного движения на время, отнесенное к радиусу капли. При значении этого параметра равном единице, в практических задачах влиянием нестационарности можно пренебречь.

В работе [8] разработана математическая модель процесса теплообмена при конденсации чистого ненасыщенного пара на полидисперсной системе холодных капель той же жидкости. Принимая начальную скорость и температуру капель всех размеров одинаковой, а движение капель одномерным, и с учетом сил инерции, лобового сопротивления и тяжести, а также кинематической коагуляции авторы получили интерполяционную формулу, которая описывает результаты численного интегрирования для определения безразмерного теплового потока на поверхности капель вдоль факела диспергированной жидкости.

При исследовании локального прогрева диспергированных струй в условиях конденсации на них неподвижного пара в [9, 10] получены аппроксимационные соотношения для безразмерной температуры струи в функции критериев Вебера и Лапласа, а также геометрической характеристики форсунки.

Экспериментальному исследованию тепло- и массообмена движущейся паровоздушной смеси с каплями воды посвящена работа [11]. Однако полученная здесь интерполяционная формула для определения относительной температуры капли, справедливая лишь в диапазоне скоростей пара от 0,8 до 3 м/с.

Подобный анализ результатов, представленных в отмеченных выше работах, позволил сделать вывод о том, что в большинстве случаев предложенные зависимости для граничных условий теплообмена (либо величин, эквивалентных таковым) по ряду причин не могут быть использованы при математическом моделировании процессов в КСТ паровых турбин. В основном это связано либо с диапазоном изменения определяющих факторов, существенно отличающимся от условий в КСТ, либо с формой представления экспериментальных и расчетных зависимостей, требующей дополнительной (не представленной в работах) информации о ряде величин, входящих в соответствующие формулы.

Применительно к решению задачи о конденсации насыщенного водяного пара на полидисперсном ансамбле капель в КСТ паровых турбин нам представилось возможным использовать уравнение для критерия Нуссельта, полученное в работе [6] в предположении, что капля ведет себя как твердая сфера, т.е. внутренняя циркуляция жидкости в капле отсутствует. Указанное уравнение имеет вид

$$Nu = 1,098 \left[\frac{g \cdot \rho_{\text{ж}} (\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{п}}) \gamma \cdot D^3}{\lambda_{\text{ж}} \cdot \mu_{\text{ж}} (T_{\text{п}} - T_0)} \right]^{1/4} \quad (1)$$

Преимуществом этого уравнения перед прочими является возможность использования его непосредственно при назначении граничных условий третьего рода для достаточно широкого диапазона размеров капель и параметров пара и жидкости.

Физические модели процесса тепло- и массообмена между каплей и конденсирующимся на ее поверхности насыщенным паром, рассмотренные в ряде работ, отмеченных выше, позволяют сделать допущение о том, что при контакте паровой среды с каплей, ее поверхность мгновенно приобретает температуру, равную температуре насыщения пара. При этом влияние капиллярных сил, обуславливающих отличие давления насыщения над искривленной поверхностью фаз (сравнительно с таковым над плоской поверхностью) считается пренебрежимо малым. Таким образом, наряду с уравнением (1) вторым наиболее приемлемым вариантом задания краевых условий являются условия первого рода, т.е. равенство температур сред на разделяющей их поверхности.

Сопоставление результатов расчета, полученных при использовании указанных двух вариантов граничных условий теплообмена, было проведено в рамках ранее разработанной нами [12] математической модели процессов в КСТ. Так как целью расчета являлось лишь сопоставление интенсивности конденсации непосредственно на каплях (исключая рассмотрение этого процесса на поверхности стекающей пленки конденсата и нераспавшейся струйной части факела разбрызгивателя), то здесь мы приведем лишь те соотношения, которые касаются рассматриваемой задачи.

В соответствии с этим система уравнений упрощенной математической модели включает следующие соотношения.

Уравнение функции распределения объемов капель по диаметрам [13]

$$v(D) = \frac{2}{3\pi} \beta^4 D^3 K_1(\beta D), \quad (2)$$

Непрерывная функция (2) разбивалась на ряд отдельных интервалов диаметров капель протяженностью ΔD каждый, и все капли, входящие в этот интервал от D_i до $D_i + \Delta D$ заменялись каплями среднего на этом интервале размера D_i .

Для определения траектории движения капли i -того интервала, а соответственно и времени пребывания между контрольными сечениями потока пара, использовалось уравнение движения в виде

$$m_i \frac{d\bar{W}_{ki}}{dt} = \pm \bar{m}g - C_D \Psi(D) \rho_{\text{п}} f_{ki} \frac{|\bar{U}|U}{2}, \quad (3)$$

Для численного интегрирования (3) использовался метод Рунге-Кутты-Мерсона с автоматическим выбором шага по времени, обеспечивающим выполнение расчетов с наперед заданной погрешностью интегрирования.

Количество теплоты, воспринятое каплями на j -том участке нисходящего потока пара определялось как

$$Q_{kj} = \sum_{i=1}^{i=n} q_{ij} \Delta \tau_{ij}, \quad (4)$$

где $\Delta \tau_{ij}$ – время пребывания капли i -того разряда в j -том слое, а

$$q_{ij} = m_i C_{pk} \frac{\Delta t_{ki}}{\Delta \tau}, \quad (5)$$

где Δt_{ki} – степень повышения среднемассовой температуры капли i -того интервала параметров.

Степень нагрева капли определялась с использованием уравнения теплопроводности шара в виде [14]

$$\theta_m = \frac{\bar{T}_k(\tau)_i - T_H}{T_0 - T_H} = \sum_{n=1}^{\infty} B_n e^{-\mu_n^2 Fo_i}, \quad (6)$$

где $B_n = 6/\mu_n^2$; $\mu_n = n\pi$ для граничных условий I-го рода;

$B_n = 6 Bi^2 / (\mu_n^2 + (\mu_n^2 + Bi^2 - Bi))$ для граничных условий III-го рода.

μ_n – корень характеристического уравнения для шара [14].

В соответствии с расчетной схемой задачи насыщенный пар движется в неограниченном пространстве вертикально сверху вниз со скоростью $W_{п0}$. Поток капель, имеющих стартовую скорость $W_{к0}$, одинаковую для всех фракций, движется под углом γ_k к горизонту. Варьируемыми параметрами задачи являются величины $W_{п0}$ и γ_k при фиксированной скорости капель $W_{к0} = 14$ м/с и заданном параметре функции распределения $\beta = 2,3$ в уравнении (2). Давление насыщенного пара принималось равным $P_n = 0,008$ МПа ($t_n = 41,54$ °С).

Основным критерием для сравнения результатов, полученных при использовании различных соотношений, задающих краевые условия, была принята среднемассовая температура капель \bar{t}_i соответствующего диапазона диаметров d_i .

На рис.1 показаны результаты расчетов температуры \bar{t}_i в функции диаметра капель d_i при различной скорости пара W_n и ориентации направления движения дисперсной среды γ . Представленные результаты позволяют сделать несколько выводов.

Во-первых, при одинаковых скоростях пара и направлении движения капель степень их прогрева, рассчитанная с использованием граничных условий I и III рода, отличается не более, чем на 0,1-0,2 °С. Это подтверждает правомерность использования указанных краевых условий при математическом моделировании процесса конденсации пара на поверхности капель.

Во-вторых, по мере увеличения скорости пара влияние направления движения капель существенно уменьшается и, как видно из рис.1а при скорости пара 76,5 м/с изменение направления γ на 80 град. приводит к отличию в степени прогрева, не превышающем (для капель $d_i = 3$ мм) 0,1-0,2 °С.

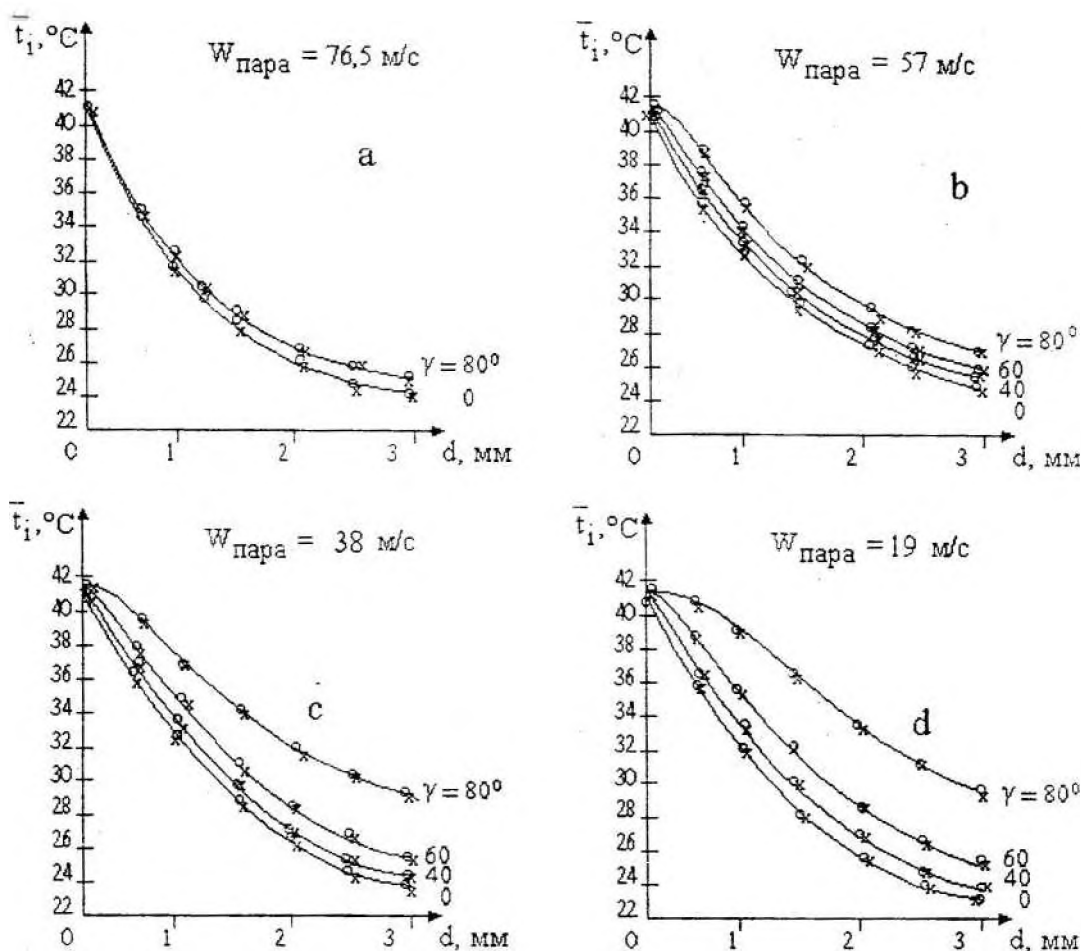


Рис. 1. Зависимость температуры капли \bar{t}_i от режимно-геометрических характеристик процесса конденсации пара
xxx – граничные условия III рода; ooo – граничные условия I рода.

В-третьих, установленное влияние направления движения капель γ при различной скорости пара приводит к выводу, позволяющему в ряде случаев существенно упростить расчетную схему при численной реализации математической модели применительно к реальной конструкции КСТ. Как известно [13], практически все типы разбрызгивателей образуют факел диспергированной жидкости, имеющий сложный пространственный характер. При этом, помимо различия направлений движения капель по периметру поперечных сечений факела (достигающего в ряде случаев 60 град. относительно оси факела), существенным оказывается и распределение углов γ по диаметрам капель в одном и том же факеле. Так как скорость пара на входе в конденсатор паровой турбины колеблется от 60 до 80 м/с, то без заметных погрешностей поток капельной среды, продуцируемой разбрызгивателем, можно принимать одномерным, направленным, к примеру, вдоль его оси.

Условные обозначения: Nu – критерий Нуссельта; ρ – плотность, r – теплота парообразования; d – диаметр; μ – динамическая вязкость; T – температура; β – параметр функции распределения; m – масса; τ – время; C_D – коэффициент аэродинамического сопротивления; W – скорость; ρ – плотность сухого насыщенного пара; Q, q – количество теплоты; C_p – изобарная теплоемкость.

Индексы: к – капля; п – пар.

Литература

1. Korolev I.I., Bergmann G. Cooling system selection for a nuclear power unit of 1000 MW // 8th Cooling Tower and Spraying Pond Symposium, Karlsruhe, Germany, October 5-9, 1992.
2. Исаченко В.П. Теплообмен при конденсации. М.: Энергия, 1977. – 240 с.
3. Chung J., Chang T. A mathematical model of condensation heat and mass transfer to a moving droplet in its own vapour // Transactions of ASME. J. Heat transfer, 1984, №2.
4. Емельяненко Е.З., Клок А.М., Гутников Е.В. Экспериментально-теоретическое исследование процессов конденсации в смесительном конденсаторе // Проблемы энергетических технологий. Тез. докл. 2 Всес. научн. конф. – М., 1987. С. 155.
5. Ford J., Lekic A. Rate of growth of drops during condensation. // Int. J. Heat Mass Transfer, v. 16, 1973. P. 61-64.
6. Chung J., Ayyaswamy P. Laminar condensation heat and mass transfer in the vicinity of the forward stagnation point of a spherical droplet translating in a ternary mixture: numerical and asymptotic solution // Int. J. Heat Mass Transfer, v. 21, 1978. P. 1309-1324.
7. Chao B. Transient heat and mass transfer to a translating droplet // Transactions of ASME. J. of Heat Transfer. 1969, v.91, №2.
8. Исаченко В.П., Кушнырев В.И. Теплообмен при конденсации на струе диспергированной жидкости. – В кн.: Теплообмен, 1974. Сов. Исследования. – М., 1975. С.291-297.
9. Исаченко В.П. Кушнырев В.И., Солодов А.П. Теплообмен при конденсации водяного пара из парогазовой смеси на струях диспергированной воды. В кн.: Теплообмен и гидродинамика одно- и двухфазных теплоносителей. Тр. МЭИ, 1971. Вып. 81. С. 42-50.
10. Кушнырев В.И. Экспериментальное исследование процесса диспергирования жидкости применительно к смесительной конденсации. В кн.: Теплоэнергетика и энергомашиностроение. Тр. МЭИ. Вып. 104. – М., 1972. С. 26-30.
11. Уголева И.Р., Гордон Б.Г. Тепло- и массообмен движущейся паровоздушной смеси с каплями воды // Теплоэнергетика, 1989, №6. С. 56-59.
12. Акмен Р.Г., Братута Э.Г., Круглякова О.В., Ярошенко Т.И. Влияние дисперсно-кинематических характеристик капельной среды на интенсивность теплообмена при контактной конденсации пара // Вестник ХГПУ. 1998. – Вып. 13. – С. 41-44.
13. Братута Э.Г. Диагностика капельных потоков при внешних воздействиях. – Харьков: Выща школа, 1987. – 144 с.
14. Лыков А.В. Теория теплопроводности. – М.: ГЭИ, 1952. – 392 с.

УДК 536.248.2

ВИБІР ГРАНИЧНИХ УМОВ ПРИ МАТЕМАТИЧНОМУ МОДЕЛЮВАННІ ПРОЦЕСІВ КОНДЕНСАЦІЇ ПАРИ НА ПОВЕРХНІ КРАПЕЛЬ ДИСПЕРГІРОВАНОЇ РІДИНИ

Е.Г.Братута, Р.Г.Акмен, О.В.Круглякова

Показано, що при математичному моделюванні процесу конденсації пари на поверхні крапель інтенсивність теплообміну виявляється практично однаковою як при завданні граничних умов першого роду, так і у випадку використання граничних умов третього роду, що задаються на основі відповідального критеріального рівня.